

TURBO SUPERCHARGING SYSTEM

Publication number: JP2001342839

Publication date: 2001-12-14

Inventor: TOKUMARU TAKESHI

Applicant: ISUZU MOTORS LTD

Classification:

- International: **F02B37/00; F02B29/04; F02B37/013; F02B37/00; F02B29/00; F02B37/013; (IPC1-7): F02B37/00; F02B29/04; F02B37/013**

- European:

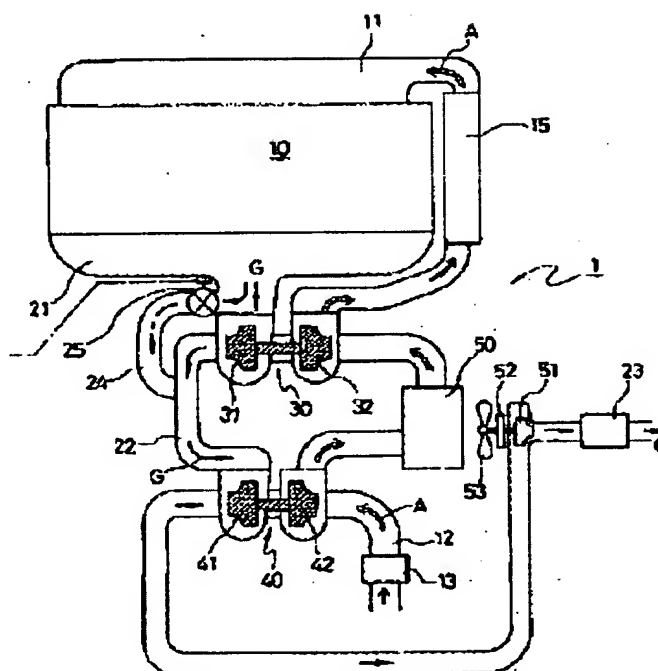
Application number: JP20000113872 20000414

Priority number(s): JP20000113872 20000414; JP20000098139 20000331

[Report a data error here](#)

Abstract of JP2001342839

PROBLEM TO BE SOLVED: To provide a series two-stage supercharge type turbo supercharging system capable of cooling air supplied from a low-pressure stage compressor and avoiding a failure caused by temperature rising of a high-pressure stage compressor by driving a cooling fan with excess energy of exhaust gas. **SOLUTION:** This series two-stage supercharge type turbo supercharging system has a first turbine 31 of a first supercharger 30 and a second turbine 41 of a second supercharger 40 in an exhaust passage 22 of an internal combustion engine 10, and a second compressor 42 of the second supercharger 40, an intermediate supplied-air cooler 50, and a first compressor 32 of the first supercharger 30 sequentially from the upstream of an intake passage 12. The downstream side than the first turbine 31 and the second turbine 41 is provided with a fan driving turbine 51 for driving the cooling fan 53 for the intermediate supplied-air cooler 50.



Data supplied from the **esp@cenet** database - Worldwide

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号
特開2001-342839
(P2001-342839A)

(43) 公開日 平成13年12月14日 (2001. 12. 14)

(51) Int.Cl.⁷
F 0 2 B 37/00

識別記号
3 0 2

F I
F 0 2 B 37/00

ターボ* (参考)

3 0 2 D 3 G 0 0 5
3 0 2 B

29/04
37/013

29/04
37/00

K
3 0 1 B
3 0 1 H

審査請求 未請求 請求項の数 1 O L (全 5 頁)

(21) 出願番号 特願2000-113872(P2000-113872)

(22) 出願日 平成12年4月14日(2000. 4. 14)

(31) 優先権主張番号 特願2000-98139(P2000-98139)

(32) 優先日 平成12年3月31日(2000. 3. 31)

(33) 優先権主張国 日本 (J P)

(71) 出願人 000000170

いすゞ自動車株式会社

東京都品川区南大井6丁目26番1号

(72) 発明者 徳丸 武志

神奈川県藤沢市土棚8番地 株式会社い

すゞ中央研究所内

(74) 代理人 100066865

弁理士 小川 信一 (外2名)

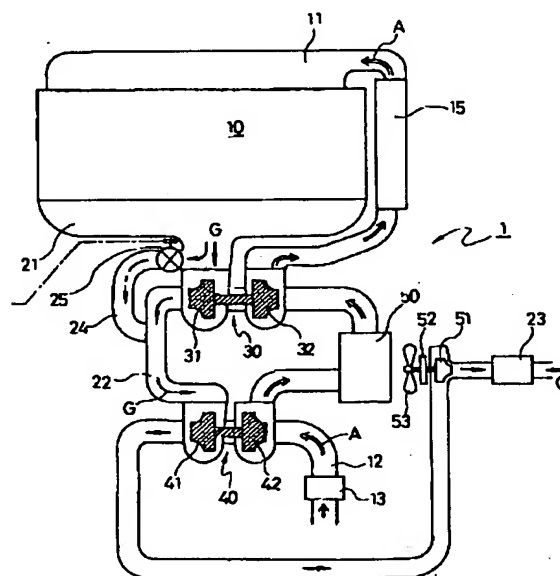
Fターム(参考) 3G005 EA16 EA25 FA37 GB26 JA14

(54) 【発明の名称】 ターボ過給システム

(57) 【要約】

【課題】 排気ガスの余剰エネルギーで冷却ファンを駆動することにより、低圧段のコンプレッサから出る給気を冷却して、高圧段のコンプレッサの昇温による故障を回避することができる直列2段過給のターボ過給システムを提供する。

【解決手段】 内燃機関10の排気通路22に、第1の過給機30の第1タービン31と第2の過給機40の第2タービン41を設け、吸気通路12の上流側から順に、第2の過給機40の第2コンプレッサ42と中間給気冷却器50と第1の過給機30の第1コンプレッサ32を設けた直列2段過給のターボ過給システム1において、前記第1タービン31及び前記第2タービン41よりも下流側に、前記中間給気冷却器50用の冷却ファン53を駆動するファン駆動用タービン51を設けて構成する。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 内燃機関の排気通路に、排気ガスにより駆動される第1の過給機の第1タービンと第2の過給機の第2タービンを設けると共に、前記第2タービンにより駆動される第2コンプレッサと前記第1タービンにより駆動される第1コンプレッサを吸気通路の上流側から直列に2段配置したターボ過給システムにおいて、前記第1コンプレッサと前記第2コンプレッサの間に、前記第2コンプレッサで圧縮され昇温した給気を冷却する中間給気冷却器を設けると共に、前記第1タービン及び前記第2タービンよりも下流側にファン駆動用タービンを設け、該ファン駆動用タービンによって駆動される冷却ファンで、前記中間給気冷却器を冷却することを特徴とするターボ過給システム。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、ディーゼルエンジンやガソリンエンジン等の内燃機関において、コンプレッサが2段直列に配置された直列2段式のターボ過給システムに関するものである。

【0002】

【従来の技術】過給機付きエンジンにおいては、吸入空気を十分にシリンダに供給し充填するために、コンプレッサで昇温された給気の冷却用に吸気通路のコンプレッサ下流側にインタークーラやチャージャクーラと呼ばれる過給冷却器を設けて、圧縮昇温した給気を冷却している。

【0003】また、給気と熱交換するこの過給冷却器を冷却するために、走行風を当てたり、エンジンにより直接駆動されるファンや電動ファンで送風したりしている。この走行風による冷却以外の前記手段では駆動損失が生じ、燃費が悪化する。

【0004】また、大型のエンジンにおいては、負荷や回転数の大きい時に大容量のタービンを駆動し、負荷や回転数の小さい時に小容量のタービンに切り替えて、これを駆動して過給する、切替え方式の2段過給システムがある。

【0005】一方、一段の排気ガスタービンから排出される排気ガスには、なお利用可能な排気エネルギーが十分にあるので、第2段の排気ガスタービンを設けて第2段のコンプレッサを駆動して、更に、給気を圧縮して高過給でエンジンに供給して、充填効率を向上させた直列2段過給システムが提案されている。

【0006】この過給機を直列に2段に配置する構成は、従来においても知られており、例えば、実開昭61-118933号公報の車両用二段過給エンジンがある。

【0007】この例のように、コンプレッサを直列2段に配置した場合は、上流側の低圧段のコンプレッサで給気が圧縮されて昇温し、更に、下流側の高圧段のコンプレッサで昇温するので、特に、冷却装置を設けない場合には、高圧段のコンプレッサの出口において最大200度以上にもなり、高圧段のコンプレッサの耐熱及び耐久性が問題となり、また、給気温度が高くなると、シリンダへの空気の充填効率も悪くなるので、給気の冷却が必要になる。

【0008】そのため、この実開昭61-118933号公報の車両用二段過給エンジンでは、吸気通路の上流側から順に、低圧段の過給機と高圧段の過給機を設け、低圧段の過給機から出る吸気を冷却するための第1の給気冷却装置（中間吸気冷却装置）と高圧段の過給機から出る吸気を冷却するための第2の給気冷却装置（インタークーラ）を設けて、この2つ給気冷却装置を冷却風の流路を横切って第2の給気冷却装置を上流側にして、2段重ねに配置する構成を提案している。

【0009】しかしながら、この構成においては、最下流の第2の給気冷却装置（インタークーラ）は配置可能であっても、2つのコンプレッサの間に設けられる第1の給気冷却装置も第2の給気冷却装置と同様な形式で構成されているため、エンジンのレイアウト上から、スペース的に、また、冷却性能を確保するためにも、2段重ねの配置は実際には困難であるという問題がある。

【0010】そのため、給気冷却装置の構造を簡素化し小型化した上で、第1と第2の給気冷却装置を別の部位に搭載し、冷却性能を確保するために別途冷却ファン等を配置して強制的に発生させた風に冷却することが現実的な解決策となる。

【0011】特に、直列2段過給の場合には、低圧段のコンプレッサの出口で考えると常に冷却を必要とする領域がある訳ではないので、低圧段のコンプレッサと高圧段のコンプレッサの間に配置される中間給気冷却装置は、常にフル稼働する必要は無い。

【0012】要は高圧段のコンプレッサを耐熱温度以下に冷却できれば良いので、可能な限り吸気通路に配設される中間給気冷却器を簡略化すると共に、この中間給気冷却器を必要時に冷却できるように構成すれば良いので、中間給気冷却器を冷却ファンで冷却する構成にするのが好ましく、これによれば、吸気配管の構成自体を著しく簡素化できる。

【0013】

【発明が解決しようとする課題】しかしながら、1段の過給システムにおいては、次に説明するような冷却ファンで給気冷却器を冷却するシステムが提案されているが、それぞれ問題があり、2段過給システムにそのまま採用できる構成が無い。

【0014】例えば、特開昭51-53115号公報では、1段の過給システムにおいて、ターボ過給機の排気通路の上流側に設けたファン駆動用タービンで駆動される冷却ファンで、給気通路に設けられた給気冷却器を冷却する給気冷却装置が提案されている。

【0015】しかしながら、この構成では、コンプレッサを駆動する排気タービンの上流側から分岐した排気バイパス通路に冷却ファン用のファン駆動用タービンを設けているため、排気ガスエネルギーが過給機の排気タービンに投入される前に、このファン駆動用タービンの排気通路に、排気ガスおよび排気ガスエネルギーを分岐してしまうため、エンジンの熱効率が落ちてしまうという問題がある。

【0016】また、これを防止するために、低負荷で排気ガスエネルギーが小さい時には排気ガスエネルギーがこの排気バイパス通路側で無駄に排出されないように、分岐入口に排気バイパス弁を設けて、給気圧力、排気圧力、エンジン回転数等の少なくとも1つの検出値を使用して開閉制御する必要があるので、排気系のシステムが複雑化するという問題がある。

【0017】特に、このような、過給機の上流側に排気バイパス通路を設ける構成を2段直列の過給システムに使用した場合には、この低圧段の過給と高圧段の過給の割合を、排気ガスタービンを迂回する排気バイパス通路に設けた調整バルブの開度により制御を行っているため、上流側で排気ガスを分流してしまうと、その分岐量の影響を受けて、過給用の制御値が変化する。そのため、この変化を予測した制御が必要になるが、この制御は複雑になってしまうので、実際の実施が困難になるという問題がある。

【0018】また、実開昭60-114233号公報では、過給機のコンプレッサ下流側の通気通路にバイパス通路を設け、このバイパス通路にインタークーラ用の冷却ファンを駆動するためのタービンを設けた構成が、また、実開昭5-30428号公報には、過給機のコンプレッサ下流側の通気通路に、インタークーラ用の冷却ファンを駆動するためのタービンを設けた構成が記載されている。

【0019】これらの給気タービンのいずれの場合も、排気タービンで駆動したコンプレッサによって圧縮した給気のエネルギーを使用してしまうので、エンジンの熱効率が落ちてしまうという問題がある。また、給気量に応じて、ファン駆動用タービンが駆動してしまうので、分岐通路の場合には、冷却ファンの回転制御のために分岐弁の制御が必要となる。

【0020】また、高出力、低燃費のエンジンのためには、過給冷却器を大型化する傾向にあり、走行風が当たる場所以外にも過給冷却器を設ける必要が生じてきており、据え付け場所を選ばず、しかも燃費を犠牲にしない過給冷却器の冷却方法が望まれている。

【0021】本発明は、上述の問題を解決するためになされたものであり、その目的は、排気エネルギーを効率よく過給機のエネルギーに変換して高過給を可能とする直列2段過給のターボ過給システムにおいて、排気ガスの余剰エネルギーで冷却ファンを駆動することにより、

低圧段のコンプレッサから出る給気を冷却して、高圧段のコンプレッサの昇温による故障を回避することができるとしてターボ過給システムを提供することにある。

【0022】

【課題を解決するための手段】以上のような目的を達成するためのターボ過給システムは、内燃機関の排気通路に、排気ガスにより駆動される第1の過給機の第1タービンと第2の過給機の第2タービンを設けると共に、前記第2タービンにより駆動される第2コンプレッサと前記第1タービンにより駆動される第1コンプレッサを吸気通路の上流側から直列に2段配置したターボ過給システムにおいて、前記第1コンプレッサと前記第2コンプレッサの間に、前記第2コンプレッサで圧縮され昇温した給気を冷却する中間給気冷却器を設けると共に、前記第1タービン及び前記第2タービンよりも下流側にファン駆動用タービンを設け、該ファン駆動用タービンによって駆動される冷却ファンで、前記中間給気冷却器を冷却するように構成される。

【0023】つまり、高圧段（第1）と低圧段（第2）の2つのコンプレッサの間に冷却ファンで冷却される給気冷却器を設けて、この冷却ファンの駆動を、両方の過給機が使用し終わった後の排気エネルギーを利用して行うように、冷却ファンのファン駆動用タービンを、高圧段の第1の過給機の第1タービンと低圧段の第2の過給機の第2タービンの両方よりも下流側に設ける。

【0024】上記のように構成したので、高圧段と低圧段の2つのコンプレッサ間の吸気通路には、中間過給冷却器だけが配置される極めてシンプルな構成にすることが可能になる。また、通常はそのままエネルギーを回収しないで捨てていた低圧段の第2の過給機の第2タービンを出た後の排気ガスエネルギーを利用して冷却ファンを回転駆動するので、燃費や効率の悪化を招く事が無い。

【0025】特に、高圧段の第1コンプレッサが温度の危険にさらされる状態は、低圧段の第2コンプレッサが高い圧縮比を発生している時であるが、この時は低圧段の第2タービンを駆動する排気ガスエネルギーが多い時でもあるので、下流側の第2の過給機通過後の排気ガスのエネルギーも多く、このエネルギーを利用する排気タービン駆動の冷却ファンは、より冷却作用が働くように作動する。

【0026】また、逆に圧縮比が低く、給気の冷却が不要な時は、低圧段の第2タービンへの排気ガスのエネルギーがあまり投入されない時でもあるので、この時は、排気タービン駆動の冷却ファンの回転は少なくなり、冷却作用が余り働かなくなる。

【0027】つまり、ファン駆動用タービンの性能を最初に上手く調整して設定しておけば、特別な制御せずに、給気の冷却が必要な時はこのタービンが早く回転し、給気の冷却が不要な時はこのタービンが遅く回転

し、自動的に調整されるので、特別な制御系を必要としない。

【0028】なお、以上に構成とは異なるような、ターボ過給機のタービンの上流側で冷却ファン用のタービンを駆動する構成では、その排気ガスのエネルギーを冷却ファン用のタービンで取り出してしまうので、下流側の2段の過給機の作動に影響がでるため、過給圧制御が複雑なものとなる。

【0029】

【発明の実施の形態】以下、本発明に係るターボ過給システムについて、図面を参照しながら説明する。

【0030】このターボ過給システム1は、エンジン10の排気マニホールド21に接続された排気通路22に、上流側から順に、高圧段の第1の過給機30の第1タービン31、低圧段の第2の過給機40の第2タービン41、中間過給冷却器50用の冷却ファン53を減速機52を介して駆動するファン駆動用タービン51及びマフラー（サイレンサー）23を設ける。

【0031】また、給気マニホールド11に接続された給気通路12に、上流側から順に、エアクリーナ13、低圧段の第2の過給機（ターボチャージャ）40の第1コンプレッサ42、中間過給冷却器50、高圧段の第1の過給機30の第1コンプレッサ32、過給冷却器（インタークーラ：チャージクーラ）15を設ける。

【0032】つまり、低圧段の第2の過給機40の第2タービン41の下流側に、排気ガスGの排気エネルギーを回収するファン駆動用タービン51を設け、軸上に減速装置52をつけ冷却ファン53を接続し、その直近に中間過給冷却器50を設けて、低圧段の第2の過給機40の第2コンプレッサ42で圧縮されて昇温した給気Aを冷却する構成とする。

【0033】そして、第1の過給機30の第1コンプレッサ32の下流側の過給冷却器15の冷却は周知の技術と同様に、エンジン直動の冷却ファンや走行風等によって冷却されるように構成する。

【0034】また、高圧段の第1の過給機30の第1タービン31を迂回する排気バイパス通路24を設けると共に、この排気バイパス通路24の入口に調整バルブ25を設けて構成する。

【0035】そして、この調整バルブ25をエンジンの回転数等に基づいて開閉制御することにより、第1の過給機30の第1タービン31と第2の過給機40の第2タービン41の駆動量を調整し、この調整により、高圧段の第1コンプレッサ32と低圧段の第2コンプレッサ42による給気の圧縮比の割合等を調整する。

【0036】この構成によれば、エンジン10の排気マニホールド21より排出される排気ガスGは、高圧段の第1の過給機30に送られ第1タービン31を駆動し、同軸上の第1コンプレッサ32を回転させ、吸入空気の過給を行い、この第1タービン31を通過したガスは、

更に、低圧段の第2の過給機40に送られ第2タービン41を駆動する。

【0037】そして、排気ガスGは、通常はマフラー23を経て大気に放出されるが、この本発明に係る過給システムでは、排気ガスGから排気エネルギーを取り出すファン駆動用タービン51を駆動してからマフラー23を経て大気に放出される。

【0038】一方、給気Aは、エアクリーナ13を通過後、低圧段の第2の過給機40の第2コンプレッサ42によって圧縮され昇温し、その後、冷却ファン53で冷却される中間過給冷却器50を通過して冷却され、次に、高圧段の第1の過給機30の第1コンプレッサ32によって、更に圧縮及び昇温し、過給冷却器15で冷却された後に吸気マニホールド11に供給される。

【0039】以上の構成のターボ過給システムによれば、通常捨てていた、第2の過給機40のタービン41を駆動した後の排気エネルギーを回収して冷却ファン53を駆動することにより、中間過給冷却器50を冷却して第1コンプレッサ31を保護するので、電動やエンジン直動のファンに比べてエネルギー損失が少なくなり、燃費の向上とエンジンの出力アップを図ることができる。

【0040】また、冷却ファン53をエンジン10のクランク軸から直接駆動しないので設置場所の選択の範囲が広がり、レイアウト上の自由度が大きくなる。

【0041】ちなみに、一例ではあるが、低圧段の第2コンプレッサ42の給気Aの出口温度が約100℃である場合に給気の温度と圧力は、冷却ファン53を駆動しない場合では、第1コンプレッサ32の入口で約90℃、約170kPa、出口で約200℃、約290kPaとなっていたのが、中間過給冷却器50を冷却ファン53を駆動して冷却した場合は、第1コンプレッサ32の入口で約60℃、約170kPa、出口で約170℃、約300kPaとなっており、冷却効果が著しいことが分かる。

【0042】

【発明の効果】以上の説明したように、本発明に係るターボ過給システムによれば、次のような効果を奏することができる。

【0043】低圧段と高圧段の2つのコンプレッサ間の吸気通路には中間過給冷却器だけを配置するため、ターボ過給システムを極めてシンプルな構成にすることができる。

【0044】そして、通常はそのままエネルギーを回収しないで捨てていた低圧段の過給機のタービンを出た後の排気ガスエネルギーを利用して中間過給冷却器を冷却する冷却ファンを回転駆動するので、燃費や効率の悪化を招く事がなく、エネルギーを効率良く使用できる。そのため、燃費が向上し、エンジン出力もアップする。

【0045】しかも、駆動タービンの性能を予め調整し

ておけば、自動的に適切な冷却量に調整されるので、特別な制御系を必要としない。

【0046】つまり、給気の冷却が必要な低圧段のコンプレッサが高い圧縮比を発生している時は排気エネルギーも大きいのでファン駆動用タービンが早く回転し、給気の冷却が不要な圧縮比が低い時は排気エネルギーも小さいのでファン駆動用タービンの回転が遅くなる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明に係る実施の形態のターボ過給システムを示す構成図である。

【符号の説明】

1 ターボ過給システム

- 12 吸気通路
- 22 排気通路
- 30 第1の過給機
- 31 第1タービン
- 32 第2コンプレッサ
- 40 第2の過給機
- 41 第2タービン
- 42 第2コンプレッサ
- 50 中間過給冷却器
- 51 ファン駆動用タービン
- 53 冷却ファン

【図1】

